

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2003年10月9日 (09.10.2003)

PCT

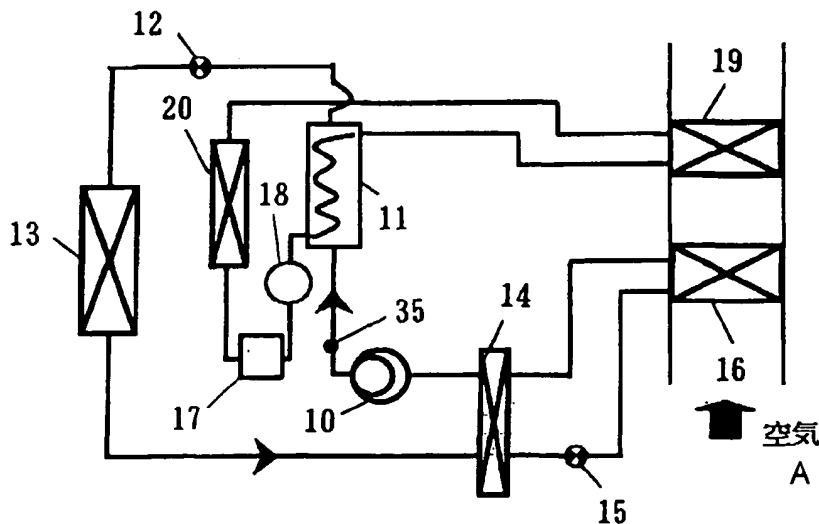
(10) 国際公開番号  
WO 03/083381 A1

- (51) 国際特許分類: F25B 1/00
- (21) 国際出願番号: PCT/JP03/03782
- (22) 国際出願日: 2003年3月27日 (27.03.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2002-92139 2002年3月28日 (28.03.2002) JP  
特願2002-188661 2002年6月27日 (27.06.2002) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 松下電器産業株式会社 (MATSUSHITA ELECTRIC INDUSTRIAL CO., LTD.) [JP/JP]; 〒571-8501 大阪府 門真市 大字門真1006番地 Osaka (JP).
- (72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 薬丸 雄一 (YAKUMARU,Yuuichi) [JP/JP]; 〒570-0014 大阪府 守口市 藤田町 5-2 2-1 3 松東社宅 306号 Osaka (JP). 船倉 正三 (FUNAKURA,Masami) [JP/JP]; 〒572-0822 大阪府 寝屋川市 木田元宮 2丁目 12-10-3 03 Osaka (JP). 西脇 文俊 (NISHIWAKI,Fumitoshi) [JP/JP]; 〒662-0872 兵庫県 西宮市 高座町 12番 18-6 09 Hyogo (JP). 岡座 典穂 (OKAZA,Noriho) [JP/JP]; 〒525-0058 滋賀県 草津市 野路東 2-7-11 松草寮 610 Shiga (JP).
- (74) 代理人: 松田 正道 (MATSDA,Masamichi); 〒532-0003 大阪府 大阪市 淀川区 宮原 5丁目 1番 3号 新大阪生島ビル Osaka (JP).
- (81) 指定国(国内): CN, KR, US.

[統葉有]

(54) Title: REFRIGERATING CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 冷凍サイクル装置



A...AIR

(57) Abstract: A refrigerating cycle device using carbon dioxide as refrigerant capable of solving such a problem that when a receiver is installed against a low pressure, a cost and a volume are increased by a pressure resistant design to assure safety, wherein a first pressure reducing device (12) and a second pressure reducing device (15) are operated to vary the refrigerant pressure of a first heat exchanger (13) so as to regulate the refrigerant hold amount of the first heat exchanger, whereby since the unbalance of the amount of refrigerant between cooling and heating/dehumidifying can be reduced, the refrigerating cycle device can be efficiently operated with a downsized receiver or without installing the receiver.

WO 03/083381 A1

[統葉有]



(84) 指定国(広域): ヨーロッパ特許(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR). 2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

---

(57) 要約: 二酸化炭素を冷媒とする冷凍サイクル装置において、低圧にレシーバを設けることは安全性確保のための耐圧設計などでコストや容積が大きくなるといった課題を有している。第1の減圧器12と第2の減圧器15を作用させて、第1の熱交換器13の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

## 明細書

### 冷凍サイクル装置

#### 技術分野

本発明は、作動媒体として二酸化炭素（以下、CO<sub>2</sub>冷媒という）を使用した冷凍サイクル装置に関するものである。

#### 背景技術

近年の冷凍サイクル装置における作動流体は、オゾン層に対し有害な影響があるとされる従来のCFC冷媒やHFC冷媒から、代替冷媒としてオゾン破壊係数が0であるHFC冷媒やHC冷媒に移行されつつある。

しかし、HFC冷媒は、物質の特性として地球温暖化係数が大きいという欠点を有し、一方、HC冷媒は、地球温暖化係数は小さいものの、強燃性であるという欠点を有している。また、従来から用いられてきたアンモニア冷媒は、地球温暖化係数は0であるものの、弱燃性でかつ毒性を有するという欠点がある。

したがって、物質としての地球温暖化係数がほとんどなく、不燃性で無毒、かつ低コストのCO<sub>2</sub>冷媒が注目されている。しかしながら、CO<sub>2</sub>冷媒は、臨界温度が31.1℃と低く、通常の冷凍サイクル装置の高圧側ではCO<sub>2</sub>冷媒の凝縮が生じない。

このため、特許第2132329号公報は図19のように、高圧側の冷却器102の出口ラインと圧縮機101の吸入ラインとの熱交換を行う内部熱交換器103を有することによって、冷却器102の出口を過

冷却し、冷媒量調整による能力管理手段として低圧レシーバ106を設けている。

なお、特許第2132329号公報の文献の全ての開示は、そっくりそのまま引用する（参照する）ことにより、ここに一体化する。

また、冷暖房のルームエアコンやカーエアコンなどの場合は、室内側熱交換器は小型化が要求され、一方、室外側熱交換器は凝縮能力向上による冷房時の省エネルギー化や吸熱能力向上による暖房時の高能力化のために室内熱交換器に比べて大型化されている。したがって、大きな容積の室外側熱交換器が高圧側となって高密度冷媒の凝縮が行われる冷房運転時に高効率で運転される最適冷媒量は、暖房運転時の最適冷媒量よりも大きくなるため、その緩衝的な機能も果たすレシーバを用いることは有効である。

また、特許第2931668号公報は図19のように、所定の能力要求において装置のエネルギー消費を最小とするために、予定の設定値にしたがって絞り弁4の開度を調整している。

すなわち、図20で示すように高圧がPである冷凍サイクルから高圧がP1である冷凍サイクルに変化した場合、入力Wのエンタルピ差の増加に対して冷凍能力Qのエンタルピ差の増加の方が大きいためCOPは高くなるが、高圧がP1である冷凍サイクルから高圧がP2である冷凍サイクルになると、逆に入力Wのエンタルピ差の増加に対して冷凍能力Qのエンタルピ差の増加の方が小さくなるためCOPは低下する。すなわち、図20の高圧がP1である冷凍サイクルに示すように、CO<sub>2</sub>冷媒には理論的にCOP最大となる高圧が存在する。

また、ヒートポンプサイクルCOPは冷凍サイクルCOPに1を加えたものであるから、ヒートポンプサイクルの場合も、COP最大となる高圧（以下、高サイド圧力という）の値は冷凍サイクルと同値である。

図19に示す冷凍サイクルは、例えば冷房装置として用いることが出来る。

しかしながら、低圧にレシーバを設けることはコストや容積が大きくなるといった欠点があり、実使用運転範囲においては、従来の冷凍サイクル装置に用いられているHFC冷媒やHFC冷媒に対しCO<sub>2</sub>冷媒の圧力が非常に高くなることを考えると、安全性確保のための耐圧設計はより厳しいものとなる。特に、カーエアコンの場合は、さらなる省容量化および軽量化が求められている。

また、一般に冷房装置よりも冷暖房除湿を行う装置の方が圧縮機はより高圧に冷媒を圧縮する必要があり、また、圧縮機で圧縮された冷媒温度もより高温になる。

すなわち、従来の図19の冷凍サイクルに温水サイクルを付加して冷暖房除湿を行う除湿装置として用いた場合には、より高サイド圧力で運転する必要があり、また、放熱器の温度もより高くなり、圧縮比も高くなる。

従って、従来の図19の冷凍サイクルに温水サイクルを付加して冷暖房除湿を行う除湿器として用いる場合には次のような問題が生じる。

すなわち、エネルギー消費が最小とされる高サイド圧力で運転することは、放熱器の温度が高い場合、すなわち放熱器雰囲気温度が高い場合や、小型放熱器を用いる場合においては、圧縮比が高くなるために圧縮機の効率が大きく低下することや、圧縮機の信頼性を損なう恐れがあるといった欠点があり、また高サイド圧力が高いため、安全性確保のための耐圧設計はより厳しいものとなる。

また、暖房除湿時と冷房時とでは、冷凍サイクル装置の高圧側の冷媒ホールド量が異なるため、最適冷媒量にアンバランスが生じる。したがって、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量は中間圧力を変動させて

調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを解消させが必要となる。

## 発明の開示

本発明は、上述した課題に対して、CO<sub>2</sub>冷媒を使用した冷凍サイクル装置において、CO<sub>2</sub>冷凍システムの特徴を生かし、低圧レシーバを小型化、あるいは用いることなく、信頼性を確保して効率的な運転を可能とする冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の運転方法を提供することを目的とするものである。

また、本発明は、上述した課題に対して、CO<sub>2</sub>冷媒を使用した除湿装置において、CO<sub>2</sub>冷凍システムの特徴を生かし、高サイド圧力を高くすることなく、中間圧力を調整することにより冷房時と暖房除湿時の最適冷媒量のアンバランスを解消しつつ、信頼性を確保して効率的な運転を可能とする除湿装置及び除湿方法を提供することを目的とするものである。

上述した課題を解決するために、第1の本発明は、圧縮機（10）と、冷媒水熱交換器（11）と、第1の減圧器（12）と、第1の熱交換器（13）と、第2の減圧器（15）と、第2の熱交換器（16）と、内部熱交換器（14）と、温水サイクル（17、18、19、20、）とを備え、

前記温水サイクル（17、18、19、20）は、前記冷媒水熱交換器（11）の下流側に、湯水を吸入するヒータコア（19）を有し、

前記圧縮機（10）は、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器（11）は、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクル（17、18、19、20）の湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器（12）は、圧縮された前記冷媒を減圧したまは減圧せず、

前記第1の熱交換器（13）は、前記第1の減圧器（12）で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器（14）は、前記第1の熱交換器（13）で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機（10）に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器（15）は、前記内部熱交換器（14）で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器（16）は、前記第2の減圧器（15）で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記第1の減圧器（12）及び／または前記第2の減圧器（15）を作用させることにより前記第1の熱交換器（13）の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器（13）の冷媒ホールド量を調整することによって、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させる冷凍サイクル装置である。

また、第2の本発明は、前記圧縮機（10）の吐出温度を検出する圧縮機吐出温度検出手段（35）または前記圧縮機（10）の吸入温度を検出する圧縮機吸入温度検出手段または前記圧縮機（10）の吐出圧力を検出する圧縮機吐出圧力検出手段を備え、

前記第1の熱交換器（13）の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器（13）の冷媒ホールド量を調整するとは、前記圧縮機吐出温度検出手段（35）または前記圧縮機吸入温度検出手段または前記圧縮機吐出圧力検出手段によって検出された値を用いて、前記第2の減圧器（15）を制御することである第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第3の本発明は、前記圧縮機（10）の吐出側と前記第1の熱

交換器（13）入口とを第1の開閉弁（21）を介して接続する第1のバイパス回路（22）を備えた第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第4の本発明は、前記第1の熱交換器（13）の冷媒温度を検出する第1の熱交換器温度検出手段（36）を備え、

前記第1の熱交換器温度検出手段（36）によって検出された値を用いて、前記第1の減圧器（12）または前記第1の開閉弁（21）を制御する第3の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第5の本発明は、前記第2の熱交換器（16）の入口と出口とを第2の開閉弁（23）を介して接続する第2のバイパス回路（24）を備えた第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第6の本発明は、前記第1の熱交換器（13）の入口と出口とを第3の開閉弁（25）を介して接続する第3のバイパス回路（26）を備えた第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第7の本発明は、前記第1の熱交換器（13）の入口に第4の開閉弁（27）を備えた第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第8の本発明は、前記冷媒水熱交換器（11）出口と前記第1の減圧器（12）との間に第5の開閉弁（28）と、

前記第1の熱交換器（13）出口と前記内部熱交換器（14）入口の間に第1の3方弁（30）と、

前記冷媒水熱交換器（11）出口と前記第5の開閉弁（28）入口との間を一端とし、前記第1の3方弁（30）を他端として接続する第4のバイパス回路（29）と、

前記内部熱交換器（14）出口と前記第2の減圧器（15）入口の間に第2の3方弁（31）と、

前記第2の3方弁（31）を一端とし、前記第5の開閉弁（28）出口と前記第1の減圧器（12）入口の間に他端として接続する第5のバ

イパス回路（32）と、

前記第1の熱交換器（13）出口と前記第1の3方弁（30）との間を一端とし、前記第2の3方弁（31）と第2の減圧器（15）との間を他端として第6の開閉弁（33）を介して接続する第6のバイパス回路（34）と、

前記冷媒水熱交換器（11）から流出した冷媒が、前記第5の開閉弁（28）を介して循環する定常モードと、前記第4のバイパス回路（29）と前記第5のバイパス回路（32）を循環する起動モードとを選択的に切替える冷媒循環モード切替手段とを備えた第1の本発明の冷凍サイクル装置である。

また、第9の本発明は、圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、

前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有する冷凍サイクル装置を運転する冷凍サイクル装置の運転方法であって、

前記圧縮機が、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器が、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器が、圧縮された前記冷媒を減圧または減圧せず、

前記第1の熱交換器が、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器が、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器が、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器が、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、前記第1の減圧器及び／または前記第2の減圧器を作用させることにより前記第1の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することによって、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させる冷凍サイクル装置の運転方法である。

また、第10の本発明は、圧縮機（110）と、冷媒水熱交換器（111）と、第1の減圧器（112）と、第1の熱交換器（113）と、第2の減圧器（115）と、第2の熱交換器（116）と、内部熱交換器（114）と、温水サイクル（117、118、119、120）とを備え、

前記温水サイクル（117、118、119、120）は、前記冷媒水熱交換器（111）の下流側に、湯水を吸入するヒータコア（119）を有し、

前記圧縮機（110）は、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器（111）は、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクル（117、118、119、120）の湯水との熱交換を行い、前記第1の減圧器（112）は、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第1の熱交換器（113）は、前記第1の減圧器（112）で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器（114）は、前記第1の熱交換器（113）で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機（110）に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器（115）は、前記内部熱交換器（114）で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器（116）は、前記第2の減圧器（115）で減

圧された前記冷媒を熱交換する除湿装置である。

また、第11の本発明は、前記第2の熱交換器(116)の前記冷媒の温度を検出する第2の熱交換器冷媒温度検出手段(130)を備え、

前記第2の減圧器(115)は、前記第2の熱交換器温度検出手段(130)で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第10の本発明の除湿装置である。

また、第12の本発明は、前記第1の減圧器(112)は、前記第2の熱交換器温度検出手段(130)で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第11の本発明の除湿装置である。

また、第13の本発明は、前記第1の熱交換器(113)内の前記冷媒の温度を検出する第1の熱交換器冷媒温度検出手段(131)を備え

前記第1の減圧器(112)は、前記第1の熱交換器冷媒温度検出手段(131)で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第10の本発明の除湿装置である。

また、第14の本発明は、前記ヒータコア(119)を介して吹出される吹出し空気温度を検出する吹出し空気温度検出手段(134)と、

前記圧縮機(110)の運転周波数を制御する圧縮機運転周波数制御手段(132)とを備え、

前記圧縮機運転周波数制御手段(132)は、検出された前記空気温度に基づいて前記圧縮機(110)の運転周波数を制御する第10の本発明の除湿装置である。

また、第15の本発明は、前記圧縮機(110)の吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度検出手段(133)と、

前記第2の熱交換器(116)出口と前記圧縮機(110)の入口を開閉弁(135)を介してバイパスするバイパス回路(136)とを備

え、

前記開閉弁（135）は検出された前記吐出冷媒温度に基づいてその開閉が制御される第10の本発明の除湿装置である。

また、第16の本発明は、車両用空調装置として用いられる第10の本発明の除湿装置である。

また、第17の本発明は、圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有する除湿装置を用いて除湿する除湿方法であって、

前記圧縮機が、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器が、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器が、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第1の熱交換器が、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器が、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器が、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器が、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換する除湿方法である。

### 図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の構成図であ

る。

図 2 は、本発明の実施の形態 3 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 3 は、本発明の実施の形態 4 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 4 は、本発明の実施の形態 5 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 5 は、本発明の実施の実施 6 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 6 は、本発明の実施の実施 7 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 7 は、本発明の実施の実施 8 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 8 は、本発明の実施の実施 2 である冷凍サイクル装置の制御フローチャートである。

図 9 は、本発明の実施の実施 6 である冷凍サイクル装置のモリエル線図である。

図 10 は、本発明の実施の形態 9 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 11 は、本発明の実施の形態 10 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 12 は、本発明の実施の形態 11 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 13 は、本発明の実施の形態 12 である冷凍サイクル装置の構成図である。

図 14 は、本発明の実施の形態 9 である冷凍サイクル装置のモリエル

線図である。

図15は、本発明の実施の形態9である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

図16は、本発明の実施の形態10である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

図17は、本発明の実施の形態11である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

図18は、本発明の実施の形態12である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

図19は、従来の冷凍サイクル装置の構成図である。

図20は、従来の冷凍サイクル装置のモリエル線図である。

図21は、従来の冷凍サイクル装置の最適COPとなるときの放熱器出口温度と高サイド圧力との関係を示す図である。

#### (符号の説明)

10 圧縮機

11 冷媒水熱交換器

12 第1の減圧器

13 第1の熱交換器

14 内部熱交換器

15 第2の減圧器

16 第2の熱交換器

17 動力機関

18 ポンプ

19 ヒータコア

20 ラジエータ

- 2 1 第1の開閉弁
- 2 2 第1のバイパス回路
- 2 3 第2の開閉弁
- 2 4 第2のバイパス回路
- 2 5 第3の開閉弁
- 2 6 第3のバイパス回路
- 2 7 第4の開閉弁
- 2 8 第5の開閉弁
- 2 9 第4のバイパス回路
- 3 0 第1の3方弁
- 3 1 第2の3方弁
- 3 2 第5のバイパス回路
- 3 3 第6の開閉弁
- 3 4 第6のバイパス回路
- 3 5 圧縮機吐出温度検出手段
- 3 6 第1の熱交換器温度検出手段
  - 1 0 1 圧縮機
  - 1 0 2 冷却装置
  - 1 0 3 内部熱交換器
  - 1 0 4 絞り手段
  - 1 0 5 蒸発器
  - 1 0 6 低圧冷媒レシーバ
- 1 1 0 圧縮機
- 1 1 1 冷媒水熱交換器
- 1 1 2 第1の減圧器
- 1 1 3 第1の熱交換器

- 114 内部熱交換器
- 115 第2の減圧器
- 116 第2の熱交換器
- 117 動力機関
- 118 ポンプ
- 119 ヒータコア
- 120 ラジエータ
- 130 第2の熱交換器冷媒温度検出手段
- 131 第1の熱交換器冷媒温度検出手段
- 132 圧縮機運転周波数検出手段
- 133 圧縮機吐出冷媒温度検出手段
- 134 吹出し温度検出手段
- 135 開閉弁
- 136 バイパス回路

### 発明を実施するための最良の形態

以下に、本発明の実施の形態を図面を参照して説明する。

#### (実施の形態1)

図1は、本発明の実施の形態1における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、この冷凍サイクルは、CO<sub>2</sub>冷媒を作動流体とし、圧縮機10、冷媒水熱交換器11、第1の減圧器12、第1の熱交換器13、内部熱交換器14、第2の減圧器15、第2の熱交換器16を基本構成要素としている。第1の熱交換器13の出口側ラインと、第2の熱交換器16の出口である圧縮機10の吸入ラインは、内部熱交換器14により熱交換されるように構成されている。一方、温水サイクルは、冷媒水熱交

換器で加熱された温水を循環させるポンプ18、ヒータコア19、ラジエータ20、動力機関17で構成されている。

ここで、図1の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。

まず、冷房時には、第1の減圧器12は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11から第1の減圧器12を経て第1の熱交換器13で外気によって冷却される。そして、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器15で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器16に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機10で圧縮される。空気は、第2の熱交換器16で冷却される。

次に、暖房除湿時での動作について説明する。

暖房除湿時では、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。

すなわち、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却されたのち、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第1の熱交換器13に導入される。第1の熱交換器13で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器15で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器16に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13か

ら流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 10 で圧縮される。

また、冷媒水熱交換器 11 で加熱された冷却水は室内に設けられたヒータコア 19 に流入して第 2 の熱交換器 16 で冷却除湿された空気を加熱することにより、除湿しながら暖房することができる。そして冷却水は動力機関 17（例えばエンジンやバッテリーなどの発熱源）で加熱されて再び冷媒水熱交換器 11 を流れる。

ところで上述したように、二酸化炭素は高圧冷媒であることから、耐圧設計の面においてフィンチューブ式熱交換器ではなく、より細径化した熱交換器（例えばマイクロチューブ式熱交換器）を用いる必要性があることや、車両用空気調和装置においては、特に省容量化および軽量化が大きな訴求点となっている。したがって、冷房時は容積の大きい第 1 の熱交換器 13 が高圧側になるが、暖房除湿時は容積の小さい冷媒水熱交換器 11 が高圧側となるため、高圧側の冷媒ホールド量に大きな差が生じるため、冷房時での最適冷媒量と暖房除湿時での最適冷媒量とのアンバランスについて検討を行った。検討の結果、暖房除湿時で第 1 の減圧器 12 のみを作用させた場合、容積の大きい第 1 の熱交換器 13 が低圧側になるため、（暖房除湿時の最適冷媒量） < （冷房時の最適冷媒量）となることが分かった。したがって、冷房時の最適冷媒量を充填した場合、暖房除湿時には、第 1 の減圧器 12 のみで作用させると冷媒量過多の状態となり、高圧が過昇するという課題が生じた。

また暖房除湿時で、冷房時と同様に第 2 の減圧器 15 のみを作用させた場合、冷房時よりも暖房除湿の方が第 1 の熱交換器 13 に導入される空気が低温であるため、冷媒温度も低下して冷媒密度は高くなり、第 1 の熱交換器 13 内にホールドされる冷媒量は冷房時よりも大きくなる。すなわち（暖房除湿時の最適冷媒量） > （冷房時の最適冷媒量）となる

ことが分かった。したがって、冷房時の最適冷媒量を充填した場合、暖房除湿時には、第2の減圧器15のみで作用させると冷媒量が少ない状態となり、吸入温度の上昇による循環量の低下や吐出温度の過昇という課題がある。

そこで、第1の減圧器12と第2の減圧器15を作用させて、暖房除湿時には、第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを解消させることができ、レシーバを小型化、あるいは用いることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

#### (実施の形態2)

本発明の実施の形態2について、図1の冷凍サイクル装置における暖房除湿時の第2の減圧器15の動作を図8のフローチャートを用いて説明する。第2の減圧器15は流量調整が可能な弁である。

暖房除湿時では、ステップ40で圧縮機吐出温度検出手段35にて検出された吐出温度 $T_d$ と、ねらいの設定吐出温度 $T_x$ が比較される。そして、 $T_d$ が $T_x$ 以上の場合には、冷媒不足の状態であることを示しており、ステップ41に移り、第2の減圧器15の開度は大きくするよう制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を低下させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を低下させることにより、冷媒不足状態を解消することができる。第2の減圧器15を制御したのちステップ40に戻る。

また、 $T_d$ が $T_x$ よりも小さい場合には、冷媒過多の状態であることを示しており、ステップ42に移り、第2の減圧器15の開度を小さくするよう制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を増加させる

ことにより、冷媒過多状態を解消することができる。そして第2の減圧器15を制御したのちステップ40に戻る。なお、ステップ40で比較する対象は、吐出温度ではなく吸入温度や吐出圧力あるいは吸入過熱度でも構わない。

このように、雰囲気温度や圧縮機回転数の変化など冷凍サイクルが大きく変化する場合においても、第2の減圧器15を制御することで冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは用いることなく汎用性のある高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

### (実施の形態3)

図2は、本発明の実施の形態3における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、圧縮機10の出口と第1の熱交換器13入口とを第1の開閉弁21を介して接続する第1のバイパス回路22を設けている。

まず、図2の冷凍サイクル装置の冷房時の動作について説明する。冷房時には第1の減圧器12は全閉に、第1の開閉弁21は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。したがって、第1の開閉弁21を開いて第1のバイパス回路22に冷媒を流すことにより、冷媒水熱交換器11での冷媒の圧力損失を生じさせないようにすることができる。

次に、暖房除湿時の動作について説明する。暖房除湿時には、第1の開閉弁21は全閉に、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち暖房除湿時においては、実施の形態1と同様の作用がなされる。

このように、第1のバイパス回路22を設けることにより、冷房時の圧力損失の低減を図ることができるので、冷暖房ともに高効率な冷凍

サイクル装置の運転を行うことができる。

(実施の形態 4)

図 3 は、本発明の実施の形態 4 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 3 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 13 の冷媒温度を検出する第 1 の熱交換器温度検出手段 36 を設けている。

まず、図 3 の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には第 1 の減圧器 12 は全閉に、第 1 の開閉弁 21 は全開にして、第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時においては、実施の形態 3 と同様の作用がなされる。

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第 1 の開閉弁 21 は全閉にして、第 1 の減圧器 12 と第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。

ここで、外気温度が低い場合や、第 1 の熱交換器 13 の放熱ファンが作動していない場合には、低圧が低下して第 1 の熱交換器 13 に着霜が生じ、冷凍サイクル装置の成績係数 (COP) が低下するという課題がある。そこで、このような場合にも対応した図 3 の冷凍サイクル装置における第 1 の減圧器 12 または第 1 の開閉弁 21 の動作を説明する。

暖房除湿時は、第 1 の熱交換器 13 の温度  $T_{eva}$  と、設定温度  $T_y$  (例えば  $0^{\circ}\text{C}$ ) を比較して、 $T_{eva}$  が  $T_y$  以下の場合は、第 1 の熱交換器 13 に着霜が発生して COP が低下する危険性がある状態であり、第 1 の減圧器 12 の開度を全開にするように制御する。このことにより、第 1 の熱交換器 13 が放熱器として作用するので、着霜を回避することが可能となる。そして、 $T_{eva}$  が  $T_y$  よりも大きい場合は第 1 の減圧器 12 は再び減圧器として作用させる。したがって、逆サイクルにして室内の吹出し温度を低下させて快適性を損なうような運転をすることなく、除霜運

転を行うことができる。

また、第1の熱交換器13の温度Tevaと、設定温度Ty（例えば0°C）を比較して、TevaがTy以下の場合に、第1の開閉弁21を全開にするように制御すると、放熱器として作用している冷媒水熱交換器11をバイパスすることになるため、第1の熱交換器13での放熱量をより高くすることができるので、より短い時間で除霜運転を終了させることができます。そして、TevaがTyよりも大きい場合は第1の開閉弁21は再び全閉になるように制御する。

このように、第1の減圧器12または第1の開閉弁21を制御することにより、暖房除湿時の着霜回避を図ることができるので、快適性の高いより高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

#### （実施の形態5）

図4は、本発明の実施の形態5における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第2の熱交換器16の入口と出口とを第2の開閉弁23を介して接続する第2のバイパス回路24を設けている。

まず、図4の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には、第1の減圧器12は全開、第2の開閉弁23は全閉にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち冷房時においては、実施の形態1と同様の作用がなされる。

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第2の開閉弁23は全開に、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。このことにより、室内熱交換器である第2の熱交換器16での吸熱量が小さくなるので、室内暖房能力を早急に高くすることができる。

このとき、第2のバイパス回路24には乾き度の小さい冷媒が流れる

ことになるが、内部熱交換器 14 で第 1 の熱交換器 13 の出口から流出した冷媒と熱交換して加熱されるため、圧縮機 10 に液冷媒が吸入される可能性は低い。

そして、圧縮機 10 の運転開始から一定値以上（例えば 70 °C）の吐出温度になった場合は、第 2 の熱交換器 16 の除湿能力を一定値以上に確保するために第 2 の開閉弁 23 を全閉にするように制御する。また、第 2 の開閉弁 23 を全閉にするタイミングは、圧縮機 10 の運転開始から経過した時間（例えば 10 min）でも構わない。

以上のように、第 2 のバイパス回路 24 を設けることにより、暖房除湿時において、圧縮機運転開始直後の暖房能力の立ち上がり性能を向上させることができるので、即暖性に優れた冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

#### （実施の形態 6）

図 5 は、本発明の実施の形態 6 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 1 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 13 の入口と出口とを第 3 の開閉弁 25 を介して接続する第 3 のバイパス回路 26 を設けている。

まず、図 5 の冷凍サイクル装置の冷房時の動作について説明する。冷房時には第 1 の減圧器 12 は全開に、第 3 の開閉弁 25 は全閉にして、第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時は実施の形態 1 と同様の動作となり、同様の効果が得られる。

次に、暖房除湿時の動作について説明する。暖房除湿時には、第 3 の開閉弁 25 は全開にして、第 1 の減圧器 12 と第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。

すなわち暖房除湿時では、圧縮機 10 で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器 11 でポンプ 18 により循環する水回路

の冷却水と熱交換して冷却される。そして、冷媒水熱交換器 11 で冷却された冷媒は、第 1 の減圧器 12 により中間圧力まで減圧されて第 1 の熱交換器 13 と第 3 のバイパス回路 26 に分岐して流れる。ここで、第 3 のバイパス回路 26 の流路抵抗を第 1 の熱交換器 13 よりも小さくすることにより、第 1 の熱交換器 13 にはほとんど冷媒が流れないようにする。第 1 の熱交換器 13 または第 3 のバイパス回路 26 を流れた冷媒は、内部熱交換器 14 で圧縮機 10 の吸入ラインの冷媒と熱交換したのち、第 2 の減圧器 15 にてさらに減圧される。ここで冷媒は低温低圧の気液二相状態となり、第 2 の熱交換器 16 に導入され、室内の空気からの吸熱により蒸発して、内部熱交換器 14 で第 1 の熱交換器 13 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 10 で圧縮される。

よって、図 9 のモリエル線図に示すように、第 3 のバイパス回路 26 を設けた場合は  $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow g \rightarrow h$  で示す冷凍サイクルとなり中間圧力域でほとんど冷媒が熱交換をしないが、第 3 のバイパス回路 26 がない場合は  $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow e \rightarrow f \rightarrow h$  のように第 1 の熱交換器 13 が放熱作用を行うため、第 2 の熱交換器 16 の入口冷媒の比エンタルピ値が  $\Delta H$  ほど小さくなる。すなわち室内側熱交換器である第 2 の熱交換器 16 の吸熱量が増加するということになり、室内の吹出し温度の低下を招いてしまう。

したがって、第 3 のバイパス回路 26 を設けることによって室内の吹出し温度の低下を防止することができるので、より高い暖房能力で冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

#### (実施の形態 7)

図 6 は、本発明の実施の形態 7 における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態 6 と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第 1 の熱交換器 13 の入口に第 4 の開閉弁 27 を設け

ている。

まず、図6の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には第1の減圧器12は全開に、第3の開閉弁25は全閉に、第4の開閉弁27は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。したがって、冷房時は実施の形態6と同様の動作となり、同様の効果が得られる。

次に、暖房除湿時での動作について説明する。暖房除湿時には、第3の開閉弁25は全開に、第4の開閉弁27は全閉にして、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。

すなわち運転が開始されると、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却される。そして、冷媒水熱交換器11で冷却された冷媒は、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第3のバイパス回路26のみを流れる。

したがって、第4の閉止弁27を全閉にして第1の熱交換器13に冷媒が流れないようにすることで、室外気温の変化や車速の変化に伴う風速の変化などによって第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量や放熱量が変化して制御性が困難となるのを防止することができる。

#### (実施の形態8)

図7は、本発明の実施の形態8における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、第5の開閉弁28、第4のバイパス回路29、第1の3方弁30、第2の3方弁31、第5のバイパス回路32、第6の開閉弁33、第6のバイパス回路34を設けている。本発明は暖房除湿運転における圧縮機起動時と定常運転時とで冷媒循環モードを切り替えることを特徴とする。

まず、図7の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。冷房時には、第1の減圧器12は全開に、第5の開閉弁28は全閉に、第6の開閉弁33は全閉に、第1の3方弁30はA方向に、第2の3方弁31はA方向に制御して、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち冷房時においては、実施の形態1と同様の作用がなされる。

次に、暖房除湿運転の圧縮機起動時と定常運転時の動作についてそれぞれ説明する。

暖房除湿運転の圧縮機起動時は、暖房能力を早急に向上させる必要があるため、第2の減圧器15は全開に、第5の開閉弁28は全閉に、第6の開閉弁33は全開に、第1の3方弁30はB方向に、第2の3方弁31はB方向に制御して、第1の減圧器12のみで減圧器としての作用を行う。

すなわち暖房除湿運転の圧縮機起動時は、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却される。加熱された冷却水はヒータコア19に流入して圧縮機10の起動時の室内暖房能力をより高くすることができる。そして、冷媒水熱交換器11で冷却された冷媒は、第4のバイパス回路29を流れて内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換したのち、第5のバイパス回路32を流れて、第1の減圧器12で減圧されて低温低圧の気液二相状態となり、第1の熱交換器13に導入される。この第1の熱交換器13では、室外の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガスとなり、第6のバイパス回路34を流れて、第2の減圧器15を経て第2の熱交換器16に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガスとなり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13

3から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機10で圧縮される。

すなわち、放熱器としての作用は冷媒水熱交換器11で行い、第1の熱交換器13および第2の熱交換器16で吸熱させることにより、より大きな吸熱量を確保することができるので、暖房能力の向上を図ることができる。

ここで実施の形態1で述べたように、第1の減圧器12のみを作用させると暖房除湿時の冷媒量は過多の状態になるが、冷媒水熱交換器11の出口から第1の減圧器12の間に内部熱交換器14と、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることにより、高圧側の容積が増加することになる。したがって、暖房除湿時に高圧側にホールドされる冷媒量が大きくなるため、冷房時と暖房除湿時の冷媒量のアンバランスを緩和することができる。また、圧縮機10の吸入ラインは冷媒水熱交換器11の出口の高温冷媒と熱交換することになるので、冷媒量過多による圧縮機10の吸入温度の低下すなわち吐出温度の低下を防ぐことができる。

したがって、冷媒水熱交換器11の出口から第1の減圧器12の間に内部熱交換器14と、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることにより、第1の減圧器12のみを減圧器として作用させた場合においても、冷房時と暖房除湿時の冷媒量のアンバランスを緩和して圧縮機10の起動時の暖房能力確保を行うことができる。

次に、冷凍サイクル装置の暖房除湿時の定常運転時における動作について説明する。

暖房除湿時の定常運転時は、第5の開閉弁28は全開に、第6の開閉弁33は全閉に、第1の3方弁30はA方向に、第2の3方弁31はA方向に制御して、第1の減圧器12と第2の減圧器15で減圧器として

の作用を行う。

すなわち暖房除湿時の定常運転時は、圧縮機10で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器11でポンプ18により循環する水回路の冷却水と熱交換して冷却されたのち、第1の減圧器12により中間圧力まで減圧されて第1の熱交換器13に導入される。第1の熱交換器13で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器14で圧縮機10の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器15で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器16に導入される。この第2の熱交換器16では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器14で第1の熱交換器13から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機10で圧縮される。このように暖房除湿時の定常運転時においては、実施の形態1と同様の作用がなされる。

以上のように、実施の形態8において、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることによって、暖房除湿時の起動時および定常運転時において、冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく冷房時および暖房除湿時それぞれにおいて高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

以上述べたところから明らかなように、本実施の形態は、二酸化炭素を冷媒として用いた冷凍サイクル装置において、第1の減圧器12と第2の減圧器15を作用させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を変動させて中間圧力にすることにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させることができ、レシーバを小型化、あるいは用いることなく高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、雰囲気温度や圧縮機回転数の変化など冷凍サイクルが大きく

変化する場合においても、第2の減圧器15を制御することで冷房時と暖房除湿時の冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは用いることなく汎用性のある高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第1のバイパス回路22を設けることにより、冷房時の冷媒水熱交換器11の圧力損失の低減を図ることができるので、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第1の熱交換器温度検出手段36により検出された値を用いて、第1の減圧器12または第1の開閉弁21を制御することにより、暖房除湿時の着霜回避を図ることができるので、快適性の高いより高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第2のバイパス回路24を設けることにより、暖房除湿時ににおいて、圧縮機10の運転開始直後の室内暖房能力の立ち上がり性能を向上させることができるので、即暖性に優れた冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第3のバイパス回路26を設けることによって室内の吹出し温度の低下を防止することができるので、より高い暖房能力で冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第4の閉止弁27を全閉にして第1の熱交換器13に冷媒が流れないようにすることで、室外気温の変化などによって第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量や放熱量が変化して制御性が困難となるのを防止することができる。

さらに、第4のバイパス回路29および第5のバイパス回路32を設けることによって、暖房除湿時の起動時および定常運転時において、冷媒量のアンバランスを緩和することができるので、レシーバを小型化、あるいは設けることなく冷房時および暖房除湿時それぞれにおいて高効

率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

(実施の形態 9)

図10は、本発明の実施の形態9における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、この冷凍サイクルは、CO<sub>2</sub>冷媒を作動流体とし、圧縮機110、冷媒水熱交換器111、第1の減圧器112、第1の熱交換器113、内部熱交換器114、第2の減圧器115、第2の熱交換器116を基本構成要素としている。第1の熱交換器113の出口ラインと、第2の熱交換器116の出口である圧縮機110の吸入ラインは、内部熱交換器114により熱交換されるように構成されている。一方、温水サイクルは、冷媒水熱交換器111で加熱された温水を循環させるポンプ118、ヒータコア119、ラジエータ120、動力機関117で構成されている。

なお、本実施の形態の冷凍サイクル装置は本発明の除湿装置の例である。

ここで、図10の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。

まず、冷房時には、第1の減圧器112は全開にして、第2の減圧器115で減圧器としての作用を行う。すなわち、圧縮機110で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器111から第1の減圧器112を経て第1の熱交換器113で外気によって冷却される。ただし、このときヒータコア119で暖房を行わないため、冷媒水熱交換器111には温水は流れない。そして、内部熱交換器114で圧縮機110の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第2の減圧器115で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第2の熱交換器116に導入される。この第2の熱交換器116では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換

器 114 で第 1 の熱交換器 113 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 110 で圧縮される。空気は、第 2 の熱交換器 116 で冷却される。

次に、暖房除湿時での動作について説明する。

暖房除湿時では、第 1 の減圧器 112 と第 2 の減圧器 115 で減圧器としての作用を行う。

すなわち、圧縮機 110 で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器 111 でポンプ 118 により循環する温水サイクルの温水と熱交換して冷却されたのち、第 1 の減圧器 112 により中間圧力まで減圧されて第 1 の熱交換器 113 に導入される。

第 1 の熱交換器 113 で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器 114 で圧縮機 110 の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第 2 の減圧器 115 で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第 2 の熱交換器 116 に導入される。この第 2 の熱交換器 116 では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器 114 で第 1 の熱交換器 113 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 110 で圧縮される。

また、冷媒水熱交換器 111 で加熱された温水は室内に設けられたヒータコア 119 に流入して第 2 の熱交換器 116 で冷却除湿された空気を加熱することにより、除湿しながら暖房することができる。そして温水は動力機関 117（例えばエンジンやバッテリーなどの発熱源）で加熱されて再び冷媒水熱交換器 111 を流れる。

図 21 は、3 つの異なる蒸発温度をパラメータとして、COP を最大にする最適高サイド圧力と、放熱器の出口の冷媒温度との間の論理的な関係を示すグラフである。ここで、暖房除湿時の冷媒水熱交換器 111 の加熱能力を 1.5 kW、冷媒水熱交換器 111 の入口冷媒温度を 12

0°C、冷媒流量を60kg/h、蒸発温度を0°Cと仮定すると、冷媒水熱交換器111の出口冷媒温度は60°C付近になることが考えられ、そのときに最小エネルギーとなる高サイド圧力の値は、従来例の設定値に従うと図21で示すように約150barと算出される。このように従来例では、冷房運転時よりも暖房除湿時の方が高サイド圧力の値も高くなる。

しかしながらこのような高い圧力で冷凍サイクル装置を運転する場合、圧縮比が大きくなるため圧縮機110の効率の大幅な低下が生じ、実際の消費エネルギーは最小とはならないことが推察できる。

本発明の実施の形態9では、第1の減圧器112により、第1の熱交換器113の冷媒を中間圧力とすることによって、このような高い圧力で冷凍サイクル装置を運転しなくてもよいようにした。

そこで、本発明の実施の形態9について、図10に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿運転時の第2の減圧器115の動作を図15のフローチャートを用いて説明する。第2の減圧器115は流量調整が可能な弁である。

暖房除湿時では、ステップ141で第2の熱交換器冷媒温度検出手段130にて検出された冷媒温度Tevaと、ねらいの設定温度Txeva（例えば露点温度：0°C）が比較される。そして、TevaがTxeva以上の場合には、室内側熱交換器である第2の熱交換器116では除湿していない状態であることを示しており、ステップ142に移り、第2の減圧器115の開度は小さくするように制御する。

このとき、第1の減圧器112の開度は制御する必要はないが、開度を大きくするように制御してもよい。このことにより、第1の熱交換器113内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器113内の冷媒温度を増加させることにより、内部熱交換器114で熱交換する低圧側と高

圧側との温度差が大きくなるので、内部熱交換量は増加する。第2の減圧器115を制御したのちステップ140に戻る。

よって、図14のモリエル線図に示すように、第2の減圧器115を動作する前はa→b→c→d→e→fで示す冷凍サイクルであるが、第2の減圧器115の開度を小さくした場合はk→b→g→h→i→jのように内部熱交換器114での熱交換量が大きくなるため、第2の熱交換器116の入口冷媒の比エンタルピ値が $\Delta H$ ほど小さくなる。

したがって、第2の熱交換器116のエンタルピ差が大きくなるので吸熱能力が増加し、第2の熱交換器116の蒸発温度は低下するように冷凍サイクルがバランスするので、除湿することが可能となる。

したがって、高圧を増加させることがないので、圧縮機の効率を大幅に低下させることなく第2の熱交換器116の吸熱能力を増加させることができる。

また、TevaがTxevaよりも小さい場合には、室内側熱交換器である第2の熱交換器116で除湿している状態であることを示しており、ステップ43に移り、第2の減圧器115の開度を大きくするように制御する。

このとき、第1の減圧器112の開度は制御する必要はないが、開度を小さくするように制御してもよい。このことにより、第1の熱交換器113内の中間圧力を低下させて、第1の熱交換器113内の冷媒温度を低下させることにより、内部熱交換器114で熱交換する低圧側と高圧側との温度差が小さくなるので、内部熱交換量は低下し、過度に吹出し温度が低下するのを防止する。そして第2の減圧器115を制御したのちステップ141に戻る。

このように暖房除湿時には、第1の減圧器112または第2の減圧器115を作用させて第1の熱交換器113内を中間圧力にして、第1の

熱交換器 113 の冷媒温度を調整することにより、内部熱交換器 114 の熱交換量を調整することができるので、従来例で算出している最小エネルギーとなる高サイド圧力に設定することなく、従来例の動作よりも小さい消費エネルギーで、冷房時と暖房除湿時との最適冷媒量のアンバランスを解消しつつ、信頼性を確保して高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

#### (実施の形態 10)

本発明の実施の形態 10 について、図 11 に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿時での第 1 の減圧器 112 および第 2 の減圧器 115 の動作を図 16 のフローチャートを用いて説明する。以下、実施の形態 9 と異なる点について説明する。第 1 の減圧器 112 は流量調整が可能な弁である。

暖房除湿時と冷房時とでは、冷凍サイクル装置の高圧側の冷媒ホールド量が異なるため、最適冷媒量にアンバランスが生じる。したがって、第 1 の熱交換器 113 内の冷媒ホールド量を中間圧力を変動させて調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを解消させることができるとなる。

暖房除湿時では、ステップ 144 で第 1 の熱交換器冷媒温度検出手段 131 にて検出された冷媒温度  $T_m$  と、ねらいの設定温度  $T_{xm}$  (例えば  $20^{\circ}\text{C}$ ) が比較される。この  $T_{xm}$  の値は、暖房除湿時に最も効率が良くなる最適冷媒量になるように設定された値である。そして、 $T_m$  が  $T_{xm}$  以上の場合には、第 1 の熱交換器 113 の中間圧力が設定値よりも高く、循環冷媒量が最適値よりも低い状態であることを示しているため、ステップ 145 に移り、第 1 の減圧器 112 の開度は小さくするよう制御する。このことにより、第 1 の熱交換器 113 内の中間圧力を低下させて、第 1 の熱交換器 113 内の冷媒ホールド量を低下させること

により、暖房除湿時に最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

また、 $T_m$ が $T_{xm}$ よりも小さい場合には、第1の熱交換器113の中間圧力が設定値よりも低く、循環冷媒量が最適値よりも高い状態であることを示しているため、ステップ146に移り、第1の減圧器112の開度は大きくするように制御する。このことにより、第1の熱交換器113内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器113内の冷媒ホールド量を増加させることにより、暖房除湿時に最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

以上のステップ145とステップ146の後、ステップ147に移り、第2の熱交換器冷媒温度検出手段130にて検出された冷媒温度 $T_{ev_a}$ と、ねらいの設定温度 $T_{xeva}$ （例えば露点温度：0°C）が比較される。以下の動作は上述した実施の形態9と同様である。

以上のように、第1の減圧器112および第2の減圧器116を作用させて第1の熱交換器113内の中間圧力を変動させることによって、第1の熱交換器113内の冷媒ホールド量を調整することが可能となるので、暖房除湿時に冷媒調整用のレシーバを設けることなく、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

また、実施の形態9のように第2の減圧器115の開度を主導的に調整すると、圧縮機の吸入冷媒乾き度が大きく変動して冷凍サイクル装置の能力制御が困難となるが、上述したように第1の減圧器112および第2の減圧器115の開度を調整することにより、このような不具合は緩和され、より安定した冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

#### (実施の形態11)

本発明の実施の形態11について、図12に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿時の第1の減圧器112および第2の減圧器115の

動作を図18のフローチャートを用いて説明する。以下、実施の形態9と異なる点について説明する。前記ヒータコア119を介して吹出される吹出し空気温度を検出する吹出し温度検出手段134と、前記圧縮機110の運転周波数を制御する圧縮機運転周波数制御手段132を設けている。

暖房除湿時では、ステップ150で第1の熱交換器冷媒温度検出手段131にて検出された冷媒温度 $T_m$ と、ねらいの設定温度 $T_{xm}$ （例えば $20^{\circ}\text{C}$ ）が比較される。以下の動作は上述した実施の形態10と同様であり、ステップ144～149は、それぞれステップ150～155に相当する。

そして、ステップ154またはステップ155からステップ156に移り、吹出し温度検出手段134にて検出された吹出し温度 $T_f$ と、ねらいの設定温度 $T_{xf}$ （例えば $40^{\circ}\text{C}$ ）が比較される。この $T_{xf}$ の値は、暖房除湿時に要求される吹出し温度の値である。そして、 $T_f$ が $T_{xf}$ 以上の場合には、吹出し温度 $T_f$ がねらいの設定温度 $T_{xf}$ よりも高いので、暖房能力が高いことを示しており、ステップ157に移り、圧縮機110の運転周波数を小さくするように制御したのち、ステップ150に戻る。

また、 $T_f$ が $T_{xf}$ よりも小さい場合には、吹出し温度 $T_f$ がねらいの設定温度 $T_{xf}$ よりも低いので、暖房能力が低いことを示しており、ステップ158に移り、圧縮機110の運転周波数を大きくするように制御したのち、ステップ150に戻る。

以上のように、圧縮機110の運転周波数を変動させることによって、暖房能力を調整することが可能となるので、快適性を損なわずに、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

（実施の形態12）

図13は、本発明の実施の形態12における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態9と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、圧縮機110の吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度検出手段133と、第2の熱交換器116の出口と圧縮機110の入口を開閉弁135を介してバイパスするバイパス回路136を設けている。図13に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿運転時の開閉弁135の動作を図17のフローチャートを用いて説明する。

暖房除湿時では、ステップ160で吐出冷媒温度検出手段133にて検出された吐出冷媒温度 $T_d$ と、ねらいの設定温度 $T_x$ （例えば140°C）が比較される。このとき、ねらいの設定温度は、圧縮機110の使用範囲での上限温度に近い値となるようとする。そして、 $T_d$ が $T_x$ 以上の場合には、圧縮機110の使用範囲の上限温度を超えている状態であることを示しており、ステップ161に移り、開放弁135の開度を開くように制御する。このことにより、第2の熱交換器116から流出する冷媒がバイパス回路136を流れるので、内部熱交換器114での内部熱交換量が小さくなり、圧縮機110の吸入冷媒温度は低下し、吐出冷媒温度も低下する。開放弁135を制御したのちステップ160に戻る。

また、 $T_d$ が $T_x$ よりも小さい場合には、圧縮機110の使用範囲の上限温度よりも低い状態であることを示しており、ステップ162に移り、開放弁135の開度を閉じるように制御して、ステップ160に戻る。

このように、開放弁135を制御することにより、圧縮機110の吐出温度の過昇を圧縮機の運転周波数を低下させずに防止することができるので、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

## (実施の形態 1 3 )

本発明の実施の形態 1 3 は、冷凍サイクル装置が車両用空調装置であることを特徴としている。ここで、冷媒水熱交換器 1 1 1 のみを放熱器として作用させる場合（例えば立上り運転時など）、室外側熱交換器すなわち第 1 の熱交換器 1 1 3 は蒸発器として作用するが、車両用空調装置の場合、車両走行中には第 1 の熱交換器 1 1 3 は走行風を受けることになるため、第 1 の熱交換器 1 1 3 を流れる冷媒温度が 0 ℃以下になり着霜が発生した場合、逆サイクル運転にして放熱器として作用させても、冷媒温度が高くなりにくいために迅速かつ完全に除霜を行うことが非常に困難である。

したがって、実施の形態 9 に示すように第 1 の減圧器 1 1 2 または第 2 の減圧器 1 1 5 を作用させて第 1 の熱交換器 1 1 3 内を中間圧力にして、第 1 の熱交換器 1 1 3 の冷媒温度を調整することにより、第 1 の熱交換器 1 1 3 への着霜の発生を未然に防止することができるので、車両用空調装置においても、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

以上述べたところから明らかなように、本実施の形態によれば、第 1 の減圧器 1 1 2 または第 2 の減圧器 1 1 5 を作用させて第 1 の熱交換器 1 1 3 内を中間圧力にして、第 1 の熱交換器 1 1 3 の冷媒温度を調整することにより、内部熱交換器 1 1 4 の熱交換量を調整することができるので、従来例で算出している最小エネルギーとなる高サイド圧力に設定することなく、従来例よりも小さい消費エネルギーで、信頼性を確保しつつ高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

さらに、第 1 の減圧器 1 1 2 および第 2 の減圧器 1 1 5 を作用させて第 1 の熱交換器 1 1 3 内の中間圧力を変動させることによって、第 1 の熱交換器 1 1 3 内の冷媒ホールド量を調整することが可能となるので、

暖房除湿時に冷媒調整用のレシーバを設けることなく、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

さらに、第1の減圧器112および第2の減圧器115を作用させ、圧縮機110の運転周波数を変動させることによって、暖房能力を調整することが可能となるので、快適性を損なわずに、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

さらに、開放弁135を制御することにより、圧縮機110の吐出温度の過昇を圧縮機の運転周波数を低下させずに防止することができるので、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

さらに、第1の減圧器112または第2の減圧器115を作用させて第1の熱交換器113内を中間圧力にして、第1の熱交換器113の冷媒温度を調整することにより、第1の熱交換器113への着霜の発生を未然に防止することができるので、車両用空調装置においても、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

### 産業上の利用可能性

以上説明したところから明らかなように、本発明は、CO<sub>2</sub>冷媒を使用した冷凍サイクル装置において、CO<sub>2</sub>冷凍システムの特徴を生かし、低圧レシーバを小型化、あるいは用いることなく、信頼性を確保して効率的な運転を可能とする冷凍サイクル装置、及び冷凍サイクル装置の運転方法を提供することが出来る。

また、本発明は、CO<sub>2</sub>冷媒を使用した除湿装置において、CO<sub>2</sub>冷凍システムの特徴を生かし、高サイド圧力を高くすることなく、中間圧力を調整することにより冷房時と暖房除湿時の最適冷媒量のアンバランス

を解消しつつ、信頼性を確保して効率的な運転を可能とする除湿装置及び除湿方法を提供することが出来る。

## 請 求 の 範 囲

1. 圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、

前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有し、

前記圧縮機は、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器は、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器は、圧縮された前記冷媒を減圧したまは減圧せず、

前記第1の熱交換器は、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器は、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器は、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器は、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、前記第1の減圧器及び／または前記第2の減圧器を作用させることにより前記第1の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷媒ホールド量を調整することによって、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを緩和させる冷凍サイクル装置。

2. 前記圧縮機の吐出温度を検出する圧縮機吐出温度検出手段または前記圧縮機の吸入温度を検出する圧縮機吸入温度検出手段または前記圧縮機の吐出圧力を検出する圧縮機吐出圧力検出手段を備え、

前記第1の熱交換器の冷媒圧力を変動させて前記第1の熱交換器の冷

媒ホールド量を調整するとは、前記圧縮機吐出温度検出手段または前記圧縮機吸入温度検出手段または前記圧縮機吐出圧力検出手段によって検出された値を用いて、前記第2の減圧器を制御することである請求項1記載の冷凍サイクル装置。

3. 前記圧縮機の吐出側と前記第1の熱交換器入口とを第1の開閉弁を介して接続する第1のバイパス回路を備えた請求項1記載の冷凍サイクル装置。

4. 前記第1の熱交換器の冷媒温度を検出する第1の熱交換器温度検出手段を備え、

前記第1の熱交換器温度検出手段によって検出された値を用いて、前記第1の減圧器または前記第1の開閉弁を制御する請求項3記載の冷凍サイクル装置。

5. 前記第2の熱交換器の入口と出口とを第2の開閉弁を介して接続する第2のバイパス回路を備えた請求項1記載の冷凍サイクル装置。

6. 前記第1の熱交換器の入口と出口とを第3の開閉弁を介して接続する第3のバイパス回路を備えた請求項1記載の冷凍サイクル装置。

7. 前記第1の熱交換器の入口に第4の開閉弁を備えた請求項1記載の冷凍サイクル装置。

8. 前記冷媒水熱交換器出口と前記第1の減圧器との間に第5の開閉弁と、

前記第1の熱交換器出口と前記内部熱交換器入口の間に第1の3方弁と、

前記冷媒水熱交換器出口と前記第5の開閉弁入口との間を一端とし、前記第1の3方弁を他端として接続する第4のバイパス回路と、

前記内部熱交換器出口と前記第2の減圧器入口の間に第2の3方弁と

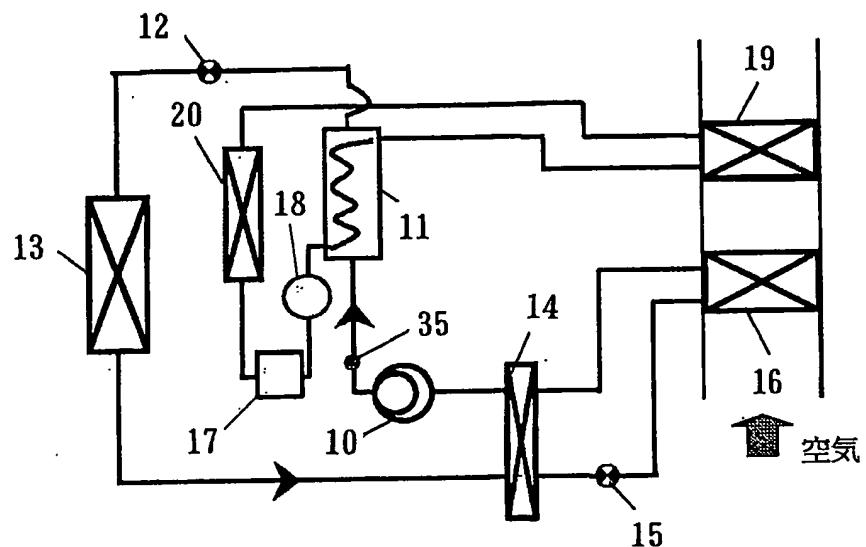
前記第2の3方弁を一端とし、前記第5の開閉弁出口と前記第1の減圧器入口の間を他端として接続する第5のバイパス回路と、

前記第1の熱交換器出口と前記第1の3方弁との間を一端とし、前記第2の3方弁と第2の減圧器との間を他端として第6の開閉弁を介して接続する第6のバイパス回路と、

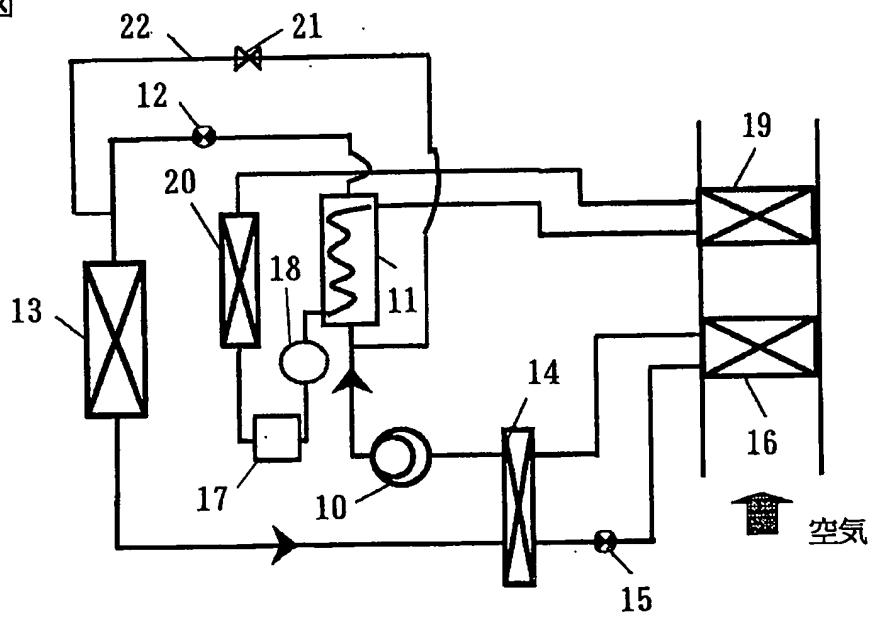
前記冷媒水熱交換器から流出した冷媒が、前記第5の開閉弁を介して循環する定常モードと、前記第4のバイパス回路と前記第5のバイパス回路を循環する起動モードとを選択的に切替える冷媒循環モード切替手段とを備えた請求項1記載の冷凍サイクル装置。

1/14

第1図

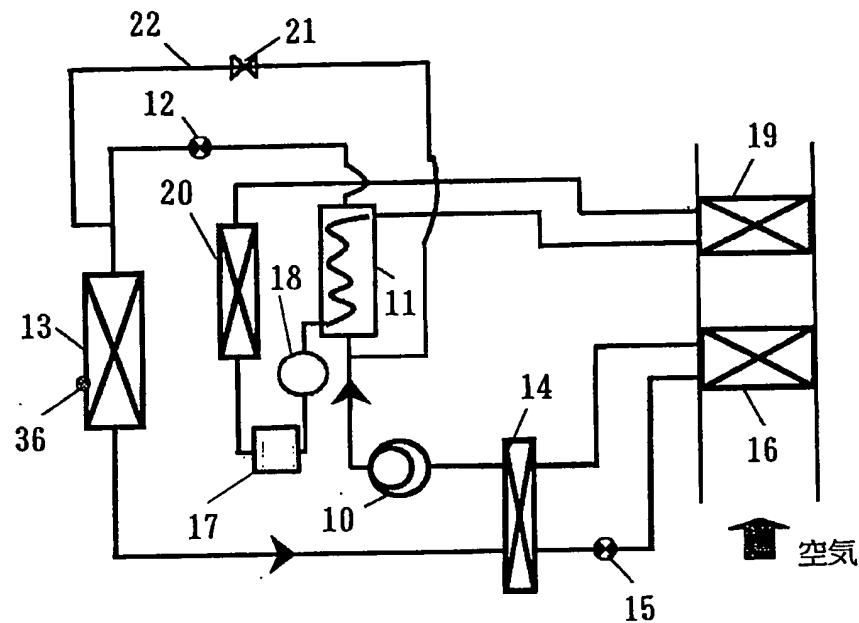


第2図

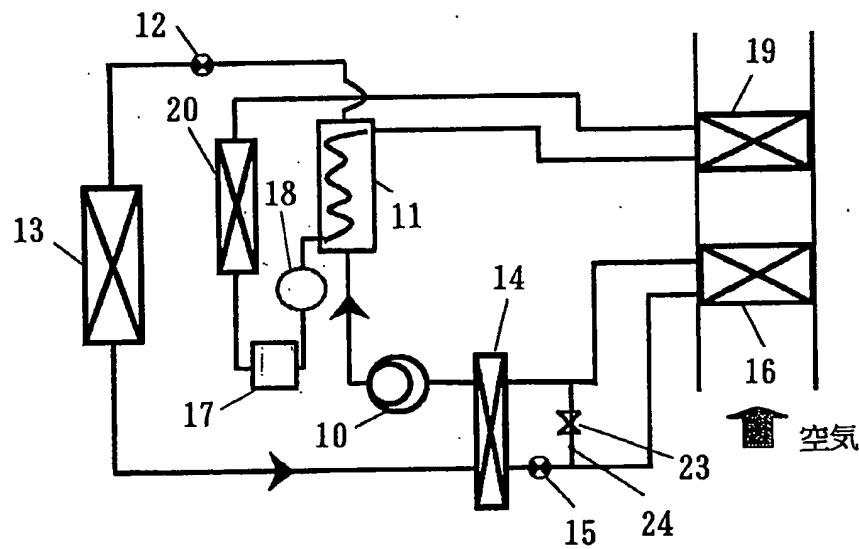


2/14

第3図

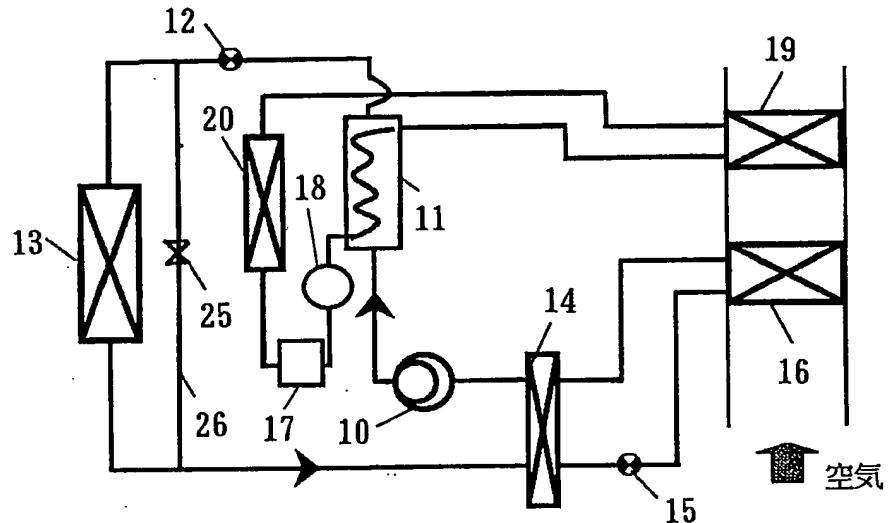


第4図

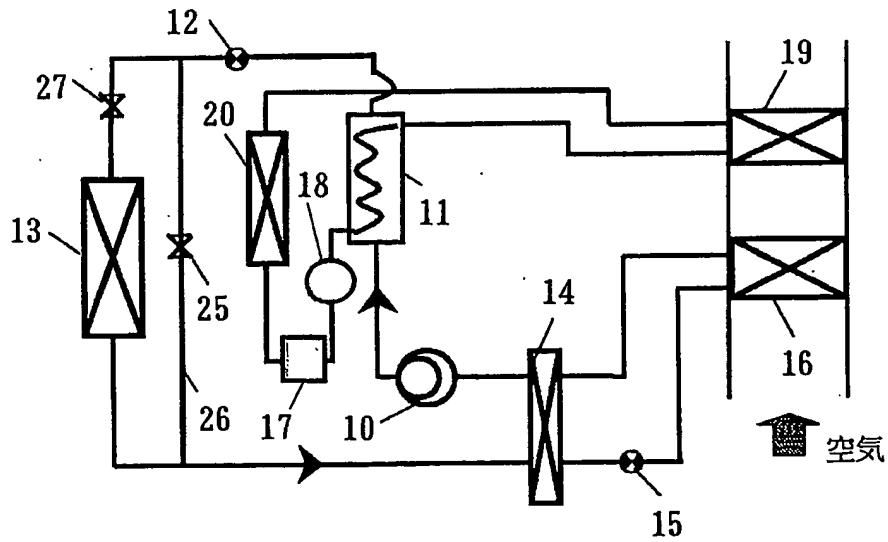


3/14

第5図

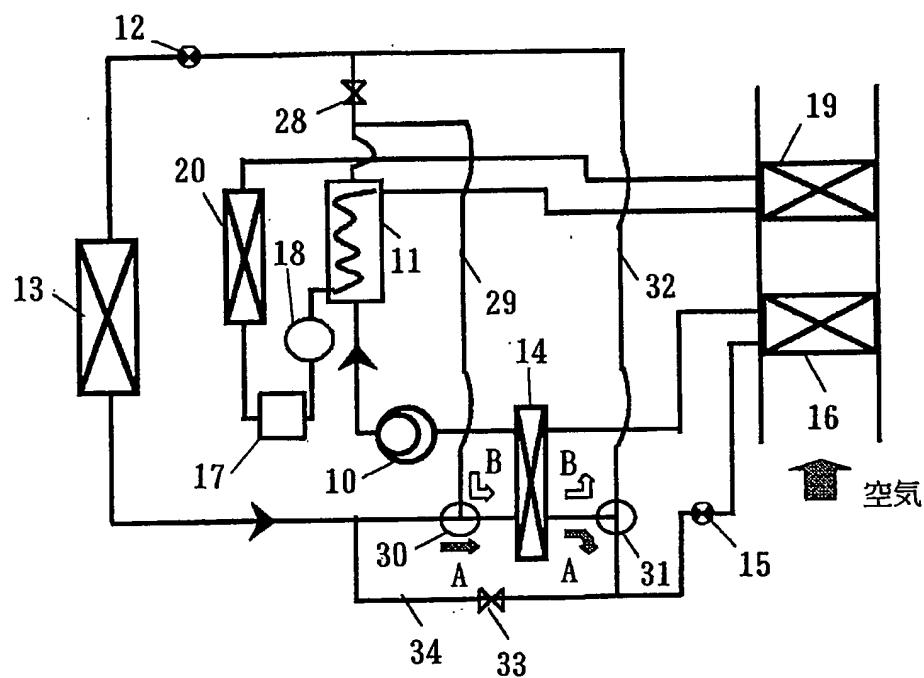


第6図



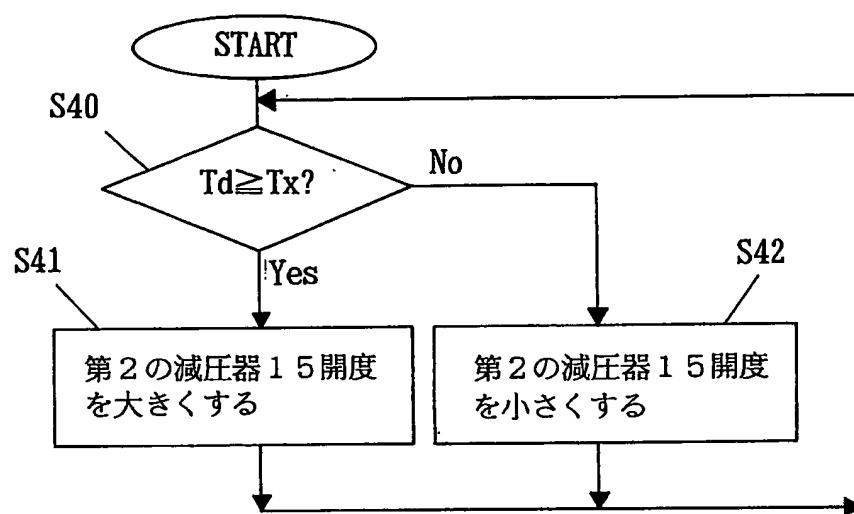
4/14

第7図



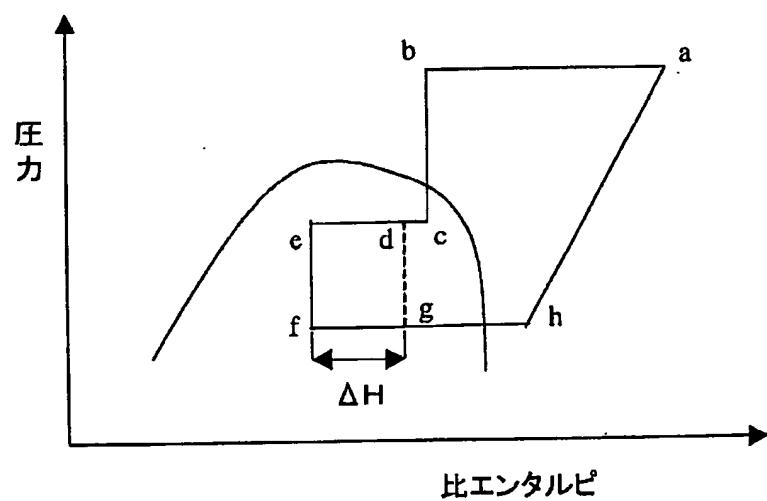
5/14

第8図



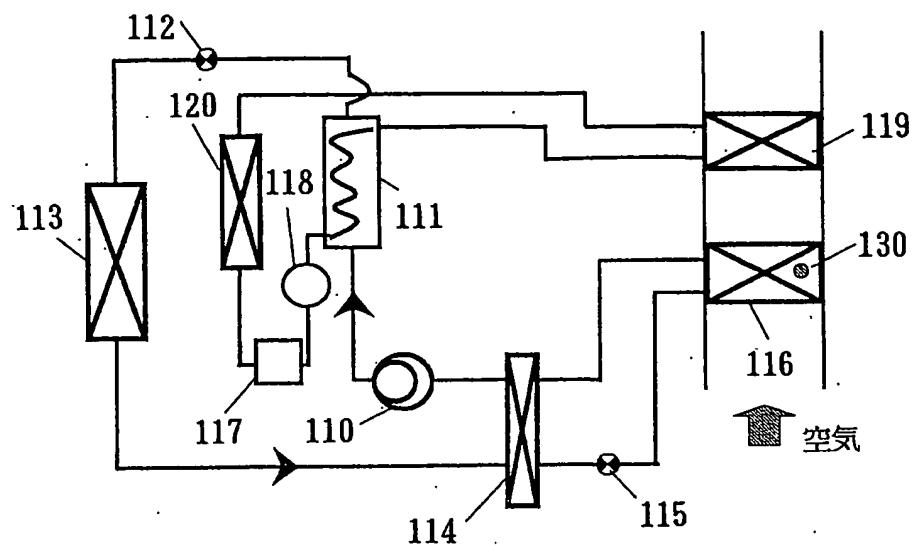
6/14

第9図

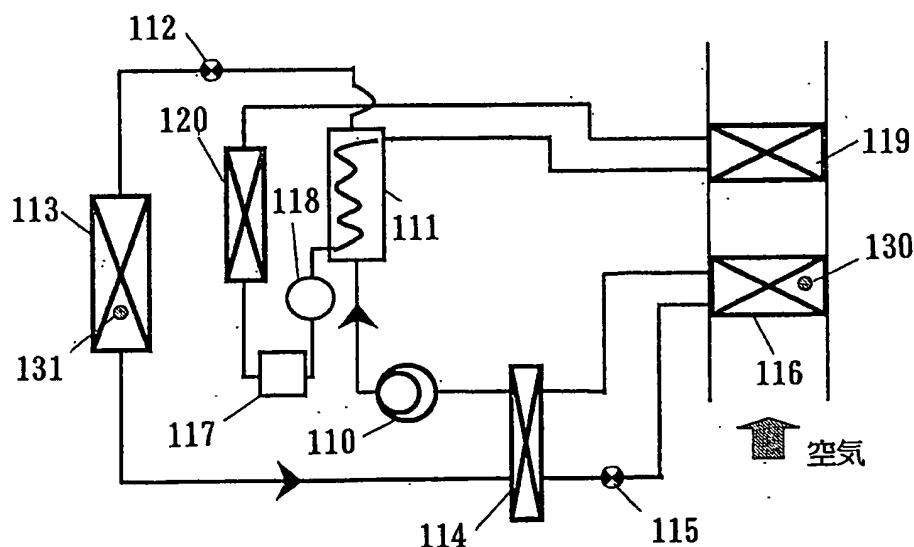


7/14

第10図

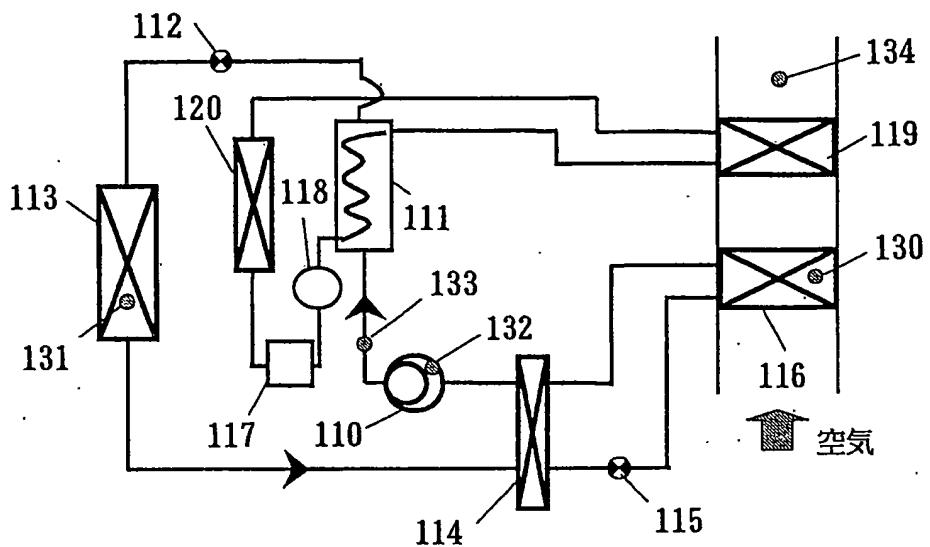


第11図

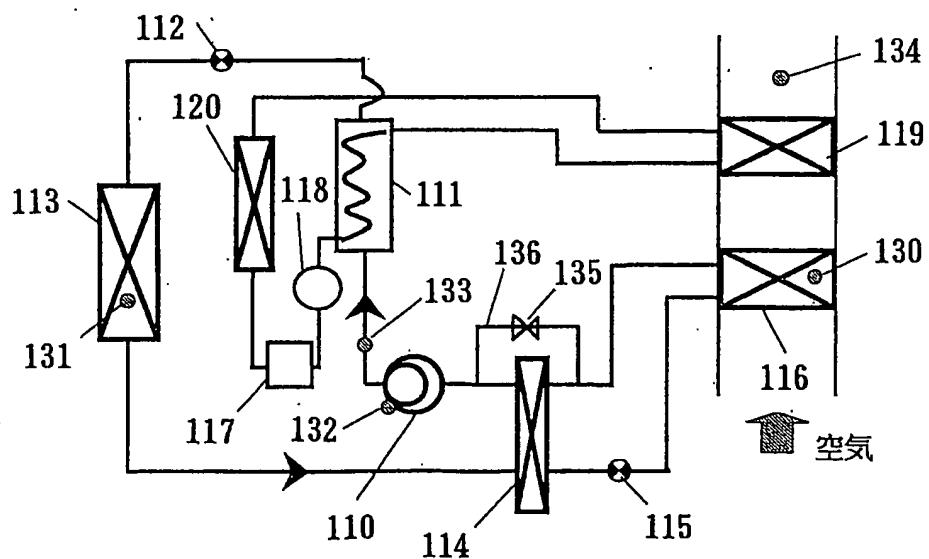


8/14

第12図

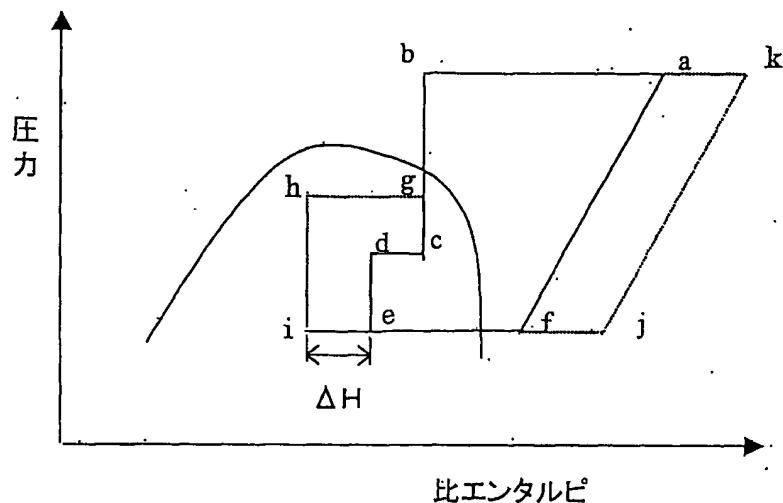


第13図

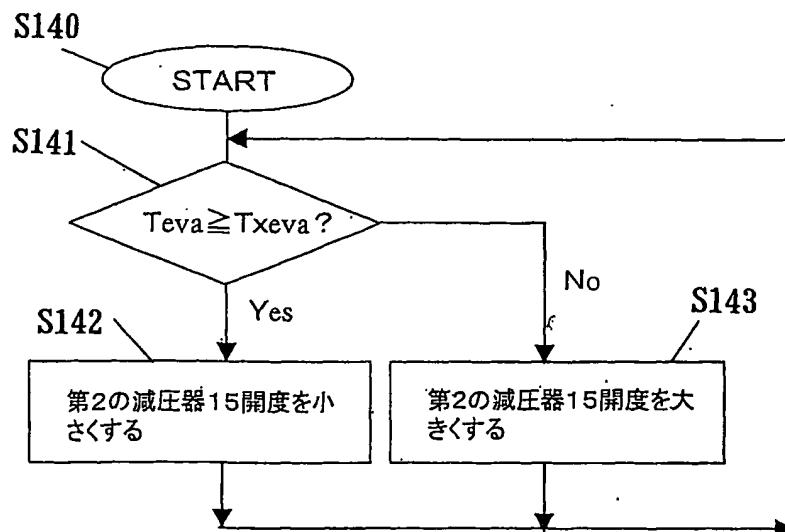


9/14

第14図

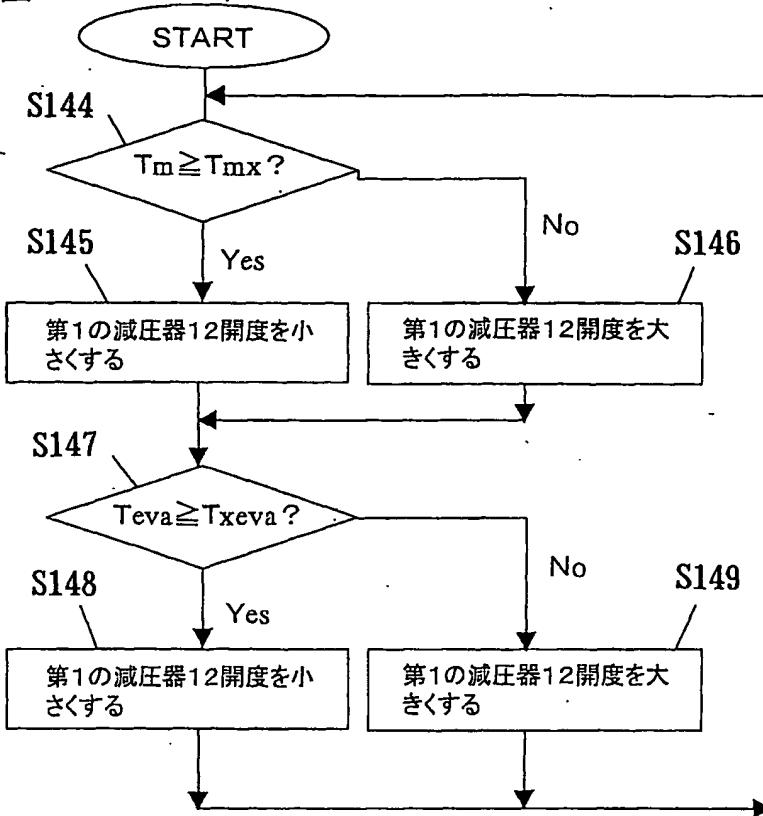


第15図

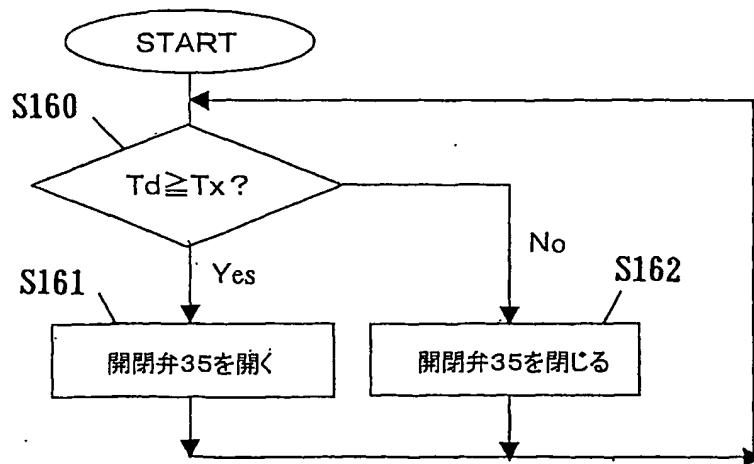


10/14

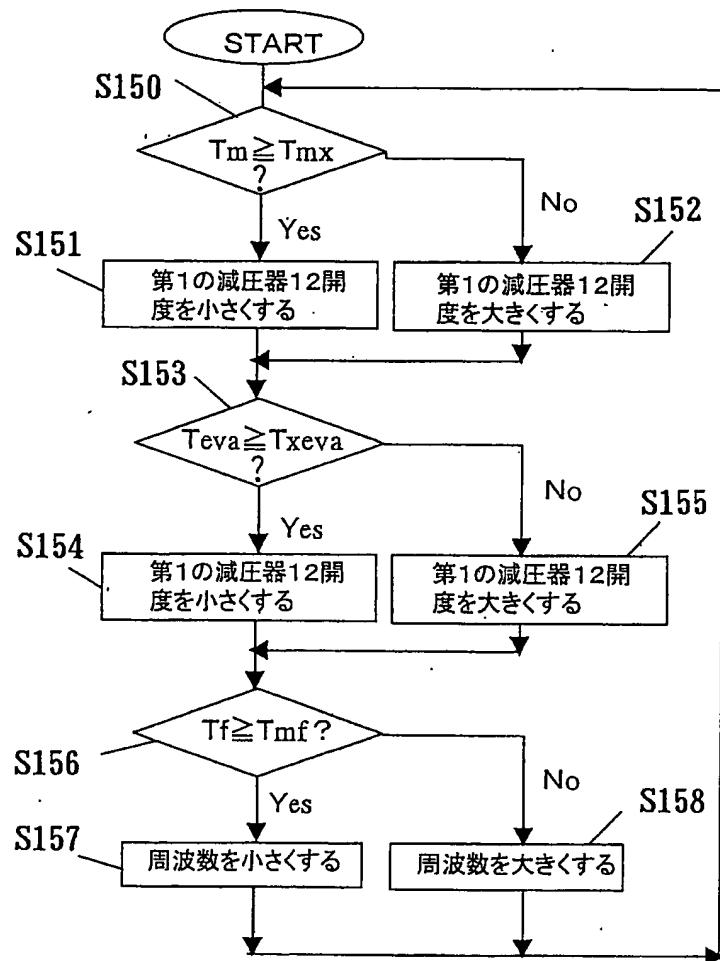
第16図



第17図

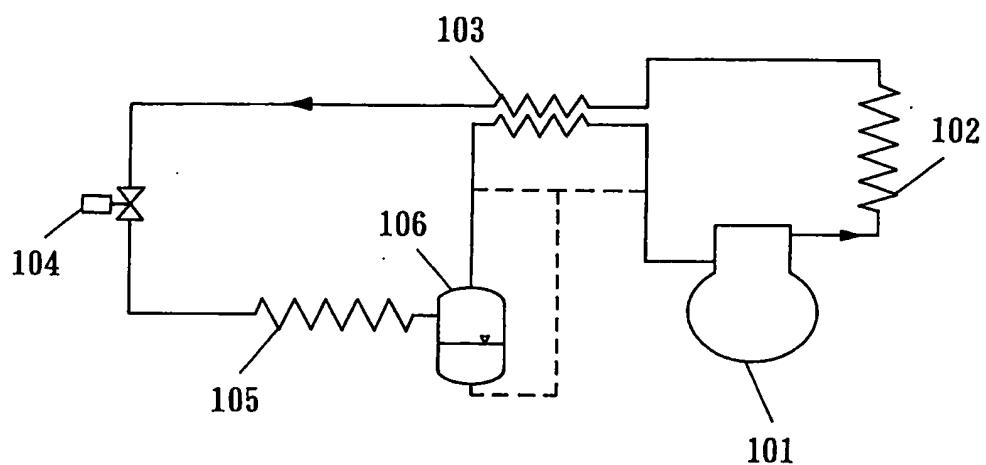


第18図



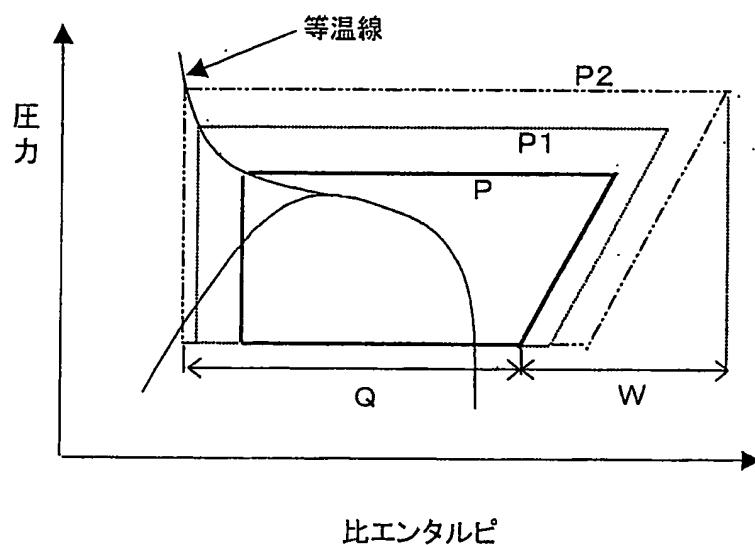
12/14

第19図



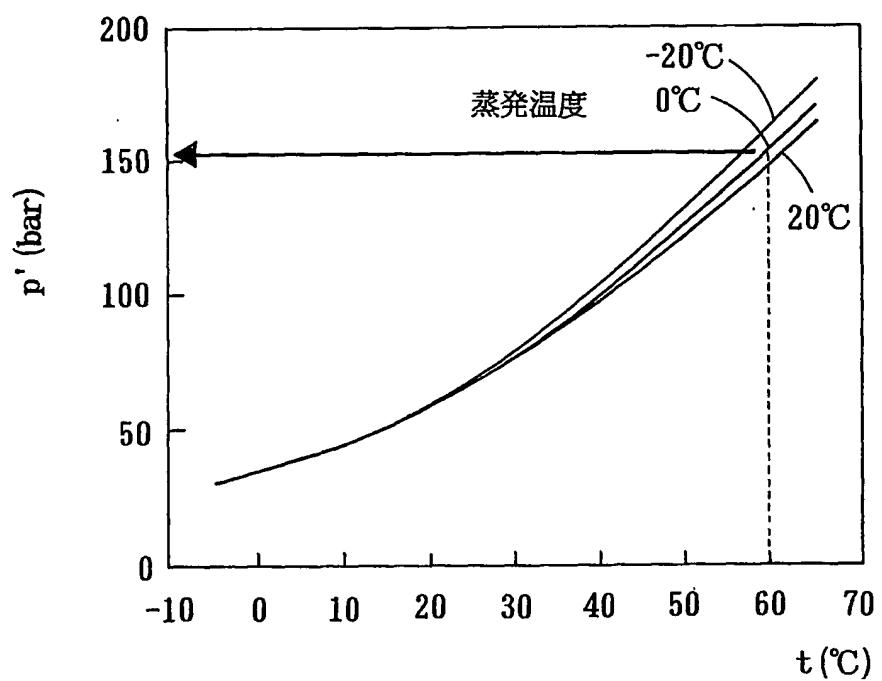
13/14

## 第20図



14/14

第21図



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/03782

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>7</sup> F25B1/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl<sup>7</sup> F25B1/00Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2003  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2003 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2002-19443 A (Kabushiki Kaisha Zexel Vareo Kuraimeto Control), 23 January, 2002 (23.01.02), Page 18, Par. No. [0101] to page 20, Par. No. [0119]; page 23, Par. Nos. [0142] to [0145] (Family: none)	1,2,5-7 3,4,8
Y	JP 2000-274890 A (Nippon Soken, Inc.), 06 October, 2000 (06.10.00), Page 7, Par. No. [0045] to page 8, Par. No. [0055] (Family: none)	1,5

 Further documents are listed in the continuation of Box C.  See patent family annex.

* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family
---	--

Date of the actual completion of the international search  
07 July, 2003 (07.07.03)Date of mailing of the international search report  
22 July, 2003 (22.07.03)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/03782

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2002-89883 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 27 March, 2002 (27.03.02), Page 3, Par. Nos. [0021] to [0022] (Family: none)	1,2,5-7
Y	JP 2002-81768 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd.), 22 March, 2002 (22.03.02), Page 3, Par. No. [0020] (Family: none)	2
A	JP 2001-221458 A (Mitsubishi Electric Corp.), 17 August, 2001 (17.08.01), Page 7, Par. Nos. [0064] to [0065]; page 9, Par. No. [0084] (Family: none)	3,4

## A. 発明の属する分野の分類(国際特許分類(IPC))

Int. Cl' F 25B 1/00

## B. 調査を行った分野

## 調査を行った最小限資料(国際特許分類(IPC))

Int. Cl' F 25B 1/00

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1926-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2003年
日本国実用新案登録公報	1996-2003年
日本国登録実用新案公報	1994-2003年

## 国際調査で使用した電子データベース(データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2002-19443 A (株式会社ゼクセルヴァレオクラ イメントコントロール) 2002. 01. 23, 第18頁【010 1】-第20頁【0119】，第23頁【0142】-【014 5】 (ファミリーなし)	1, 2, 5-7
A		3, 4, 8
Y	JP 2000-274890 A (株式会社日本自動車部品総合 研究所) 2000. 10. 06, 第7頁【0045】-第8頁【0 055】 (ファミリーなし)	1, 5

 C欄の続きにも文献が列挙されている。 パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献(理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

## の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

## 国際調査を完了した日

07.07.03

## 国際調査報告の発送日

22.07.03

## 国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

## 特許庁審査官(権限のある職員)

上原 徹 印

3M 7409

電話番号 03-3581-1101 内線 3377

C (続き) . 関連すると認められる文献		関連する 請求の範囲の番号
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	
Y	JP 2002-89883 A (三洋電機株式会社) 2002. 03. 27, 第3頁【0021】-【0022】 (ファミリーなし)	1, 2, 5-7
Y	JP 2002-81768 A (松下電器産業株式会社) 2002. 03. 22, 第3頁【0020】 (ファミリーなし)	2
A	JP 2001-221458 A (三菱電機株式会社) 2001 . 08. 17, 第7頁【0064】-【0065】，第9頁【00 84】 (ファミリーなし)	3, 4